

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-280807

(43)Date of publication of application : 07.10.1994

(51)Int.Cl.

F15B 11/00  
E02F 9/20  
F04B 49/00  
F04B 49/06  
F15B 11/05  
F15B 11/16

(21)Application number : 05-068611

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 26.03.1993

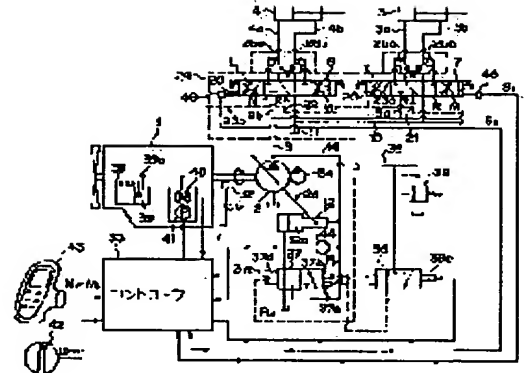
(72)Inventor : TAKAMURA FUJITOSHI  
NAKAYAMA TETSUYA  
AKUSHICHI HIDEKI

## (54) CONTROL DEVICE FOR HYDRAULICALLY-OPERATED MACHINE

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To improve operation property of a hydraulically-operated machine by detecting motor speed and hydraulic pump delivery pressure or actuator load pressure of a plural number of operation machines and operating quantity of a plural number of flow control valves, setting absorption torque of a hydraulic pump based on target motor speed and vary a differential pressure set value in accordance with the detected values and the set values.

**CONSTITUTION:** Number of revolutions of an engine 1 and delivery pressure of a hydraulic pump 2, in other words, load pressure of operation machine actuators 3, 4 and respective operation quantities of operating valves 7, 8 are detected, absorption torque of the hydraulic pump 2 is set in accordance with equi-horsepower control based on the target number of revolutions of the engine 1 and the detected number of revolutions and differential pressure is varied in accordance with the respective detected values and the torque set values. Thus, because the larger the load gets the smaller the differential pressure gets, a dead band proceeds to a characteristic of a small inclination without proceeding to a characteristic of a wide dead band even if the load becomes high and a good operation property is maintained with the dead band kept small. Furthermore, equi-horsepower control of absorption torque of the hydraulic pump 2 is also performed so engine stall may not take place.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.10.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3444503

[Date of registration] 27.06.2003

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision]

of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-280807

(43)公開日 平成6年(1994)10月7日

(51)Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	弁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 5 B 11/00		M 8512-3H		
E 0 2 F 9/20		D		
F 0 4 B 49/00	3 4 1	7609-3H		
	49/06	3 2 1 Z 7609-3H		
F 1 5 B 11/05		Z 8512-3H		

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号 特願平5-68611

(22)出願日 平成5年(1993)3月26日

(71)出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72)発明者 高村 藤寿

大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小松製作所大阪工場内

(72)発明者 中山 徹矢

神奈川県平塚市四ノ宮2597 株式会社小松製作所エレクトロニクス事業本部電子システム事業部内

(74)代理人 弁理士 木村 高久

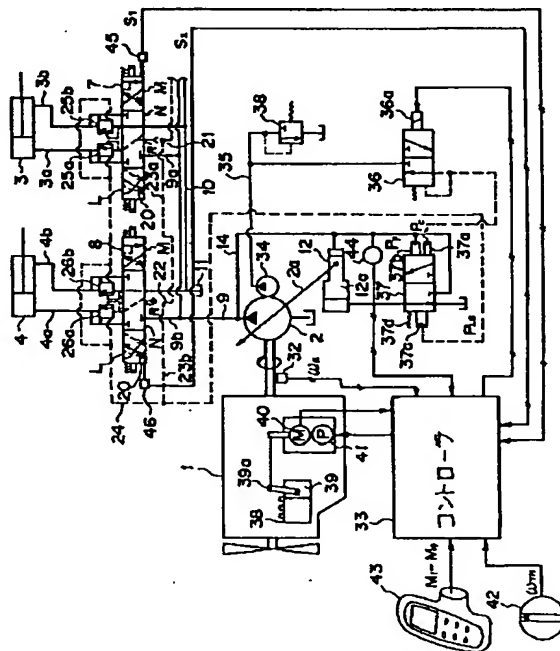
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 油圧駆動機械の制御装置

(57)【要約】

【目的】油圧駆動機械における操作レバーの操作性の向上を図る。

【構成】エンジン1の回転数 $\omega_E$ と油圧ポンプ2の吐出圧 $P_p$ と各種操作レバーの操作量 $S_1$ 、 $S_2$ をそれぞれ検出し、検出した回転数 $\omega_E$ と目標回転数 $\omega_{TK}$ に基づいて油圧ポンプ2の吸収トルクが設定され、これら各検出値とトルク設定値に基づいて油圧ポンプ2の吐出圧 $P_p$ と作業機アクチュエータの負荷圧 $P_{LS}$ との差圧が変化し、現在の作業状態に適合した最適なレバー操作性が得られ、作業効率を飛躍的に向上させることができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 原動機により駆動される油圧ポンプと、該油圧ポンプの吐出圧油が圧油供給路を介して供給されることにより駆動される複数の油圧アクチュエータと、前記圧油供給路に設けられ、前記複数の作業機アクチュエータに対して供給される圧油の流量を操作量に応じて制御する複数の流量制御弁とを有し、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力との差圧が設定された値になるように前記油圧ポンプの吐出流量を制御するようにした油圧駆動機械の制御装置において、

前記原動機の回転数と前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力と前記複数の流量制御弁の各操作量をそれぞれ検出するとともに、前記原動機の目標回転数に基づいて前記油圧ポンプの吸収トルクを設定し、これら各検出値および設定値に応じて前記差圧設定値を変化させるようにした油圧駆動機械の制御装置。

【請求項2】 前記複数の流量制御弁の各操作量の検出値が小さくなるほど前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力が大きくなるように当該圧力検出値を補正し、この補正圧力に応じて前記差圧設定値を変化させるようにした請求項1記載の油圧駆動機械の制御装置。

【請求項3】 前記複数の流量制御弁の各操作量の検出値が小さくなるほど前記油圧ポンプの吸収トルクが小さくなるように当該吸収トルク設定値を補正し、この補正吸収トルクに応じて前記差圧設定値を変化させるようにした請求項1記載の油圧駆動機械の制御装置。

【請求項4】 原動機により駆動される油圧ポンプと、該油圧ポンプの吐出圧油が圧油供給路を介して供給されることにより駆動される複数の油圧アクチュエータと、前記圧油供給路に設けられ、前記複数の作業機アクチュエータに対して供給される圧油の流量を操作量に応じて制御する複数の流量制御弁とを有し、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力との差圧が設定された値になるように前記油圧ポンプの吐出流量を制御するようにした油圧駆動機械の制御装置において、

前記油圧駆動機械が行う作業種類を選択指示する作業種類指示手段と、

前記原動機の回転数を検出する回転数検出手段と、  
前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力を検出する圧力検出手段と、  
前記複数の流量制御弁の各操作量を操作量検出手段と、  
前記複数の作業機アクチュエータのうち現在駆動されている作業機アクチュエータの種類を検出する作業機種類検出手段と、

前記原動機の目標回転数と前記作業種類指示手段によって指示された作業種類と前記作業機種類検出手段によ

て検出された作業機アクチュエータの種類とに基づいて前記油圧ポンプの吸収トルクを設定するトルク設定手段と、

前記各検出手段によって検出された各検出値および前記トルク設定手段によって設定されたトルク設定値に応じて前記差圧設定値を変化させるようにした油圧駆動機械の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明はパワーショベル等の建設機械を含む油圧駆動機械の制御装置に関し、特に流量操作弁の操作量の一定操作量当たりの作業機アクチュエータの駆動速度の変化量を、油圧駆動機械の運転状態に応じて変化させることができる制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来において、建設機械の作業内容に応じた操作レバーの操作性を得るべく、油圧ポンプの吐出圧と作業機アクチュエータの負荷圧との差圧を、外部より指示された作業種類を示す作業モードに応じて変化させるよう制御する技術が、たとえば特開平2-76904号公報に開示されている。

【0003】この公報記載の技術は、「通常作業」モードから「微操作」モードに作業モードの変更がなされると、上記差圧が「通常作業」時よりも小さくなり、操作レバーの一定操作量当たりの作業機アクチュエータの駆動速度の変化量が「通常作業」時よりも小さくなり、「微操作」モードに適合した、より細やかな作業をなし得ることができるというものである。

【0004】この種の制御方式として、また特開平2-164941号公報に開示されたものがあり、エンジンの回転数の低下に応じて上記差圧を小さくするよう制御することにより、エンジン回転の低下に応じて小さくなるいわゆるメータリング領域を大きくしてやり（逆にいうと回転数低下に応じて大きくなるデッドバンドを小さくしてやり）、操作レバーの操作性の向上を図らんとしている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】このように、これら従来技術は、作業モードあるいはエンジン回転に応じて差圧を変化させ、これにより操作レバー操作量対作業機アクチュエータ速度の関係（以下「操作特性」という）を変化させ、操作レバーの操作性を改善しようとする制御方式ではあるが、作業モードあるいはエンジン回転に応じて一義的に差圧を変化させているだけにすぎなくエンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとをマッチングさせるという前提でなされたものではない。

【0006】したがって、エンジンの出力トルクに制限のある油圧パワーショベル等にそのまま適用すると、作業機にかかる負荷が大きくなったときにエンスト等が発生して作業が継続できないという不都合が招来すること

になる。

【0007】本発明はこうした実状に鑑みてなされたものであり、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとをマッチングさせつつ上記差圧を制御することで、エンスト等の不具合も防止され、操作性の向上も図ることができる装置を提供することをその目的としている。

【0008】

【課題を解決するための手段】そこで、この発明の主たる発明では、原動機により駆動される油圧ポンプと、該油圧ポンプの吐出圧油が圧油供給路を介して供給されることにより駆動される複数の油圧アクチュエータと、前記圧油供給路に設けられ、前記複数の作業機アクチュエータに対して供給される圧油の流量を操作量に応じて制御する複数の流量制御弁とを有し、前記油圧ポンプの吐出圧力と前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力との差圧が設定された値になるように前記油圧ポンプの吐出流量を制御するようにした油圧駆動機械の制御装置において、前記原動機の回転数と前記油圧ポンプの吐出圧力または前記複数の作業機アクチュエータの負荷圧力と前記複数の流量制御弁の各操作量をそれぞれ検出するとともに、前記原動機の目標回転数に基づいて前記油圧ポンプの吸収トルクを設定し、これら各検出値および設定値に応じて前記差圧設定値を変化させるようにしている。

【0009】

【作用】すなわち、かかる構成によれば、原動機の回転数と油圧ポンプの吐出圧力または複数の作業機アクチュエータの負荷圧力と複数の流量制御弁の各操作量がそれぞれ検出されるとともに、原動機の目標回転数に基づいて油圧ポンプの吸収トルクが設定され、これら各検出値および設定値に応じて差圧設定値が変化する。このように油圧ポンプの吸収トルクが考慮されて差圧が変化するので、エンスト等の不具合が発生して作業が継続できないという事態が防止される。

【0010】

【実施例】以下、図面を参照して本発明に係る油圧駆動機械の制御装置の実施例について説明する。なお、実施例では油圧駆動機械としてパワーショベルを想定している。

【0011】図1はパワーショベルの作業機のうち2種類の作業機（ブームおよびアーム）を駆動する作業機油圧回路の構成を示している。なお、実施例では図面の煩雑を避けるために2種類の作業機にそれぞれ対応する2つの操作弁のみを示している。

【0012】同図に示すように可変容量型油圧ポンプ2はエンジン1によって駆動され、斜板駆動用のレギュレータ12のピストン12aの移動に応じてその斜板2aの傾転角が変化される。そして、この斜板2aの傾転角の変化に応じて油圧ポンプ2の1回転当たりの吐出流量

D(cc/rev)が変化される。エンジン1には該エンジン1の回転数(r·p·m)ωEを検出する回転センサ32が付設されており、この回転センサ32の検出信号ωEはコントローラ33に加えられる。

【0013】油圧ポンプ2の吐出圧油は、管路9および該管路9を分岐する管路9a、9bを介して操作弁7、8にそれぞれ供給される。操作弁7、8は図示せぬ操作レバーの操作量S1、S2に応じてスプールの駆動され、このスプールの移動量に応じて各操作弁の開口面積A1、A2が変化し、その変化に応じた流量の圧油が作業機アクチュエータたる油圧シリンダ3、4にそれぞれ供給される。このとき操作弁7から流出される圧油は管路3a、3bを介して油圧シリンダ3の伸張側のシリンダ室、縮退側のシリンダ室にそれぞれ供給され、油圧シリンダ3をそれぞれ伸張、縮退させる。

【0014】同様に操作弁8から流出される圧油は管路4a、4bを介して油圧シリンダ4の伸張側のシリンダ室、縮退側のシリンダ室に供給され、油圧シリンダ4をそれぞれ伸張、縮退させる。

【0015】操作弁7、8は位置N、M、Lからなり、中立位置Nではポンプ2から吐出される圧油が流入するポンポートはクローズ状態であり、切換位置Nから切換位置L、Mまでの途中の状態では操作弁を流れる圧油はスプूलに設けられたロットリングの可変の絞り20で絞られる。また、切換位置L、Mでは絞り20は一定の面積になっているとともに、各位置で油圧シリンダ3、4の負荷圧、つまり管路3a、3b、4aおよび4bにそれぞれ配設された減圧弁25a、25b、26aおよび26bの出口側の圧力がポートRを介してチェック弁21、22にそれぞれ導かれる。

【0016】チェック弁21はパイロット管路23aに接続され、このパイロット管路23aはパイロット管路23bに接続されている。パイロット管路23bにはチェック弁22が接続されている。そして、パイロット管路23bはパイロット管路24に接続されている。よってパイロット管路24には、油圧シリンダ3、4のうち高圧PLS側の圧油がチェック弁21、22のいずれかを通過して導かれることになる。パイロット管路24は減圧弁25a、25b、26aおよび26bのパネ位置側に接続されており、結局、減圧弁25a、25b、26aおよび26bのパネ位置側には油圧シリンダ3、4の高圧側の負荷圧PLSが加えられることになる。パネに対向する側には減圧弁の入口側の圧油、つまり操作弁7、8の出口側の圧力がパイロット圧として加えられている。なお、管路10は操作弁7、8の圧油をタンク11にリリーフすべく設けられている。

【0017】定容量型油圧ポンプ34は所定圧力の圧油を吐出するものであり、この吐出圧油は管路35、制御弁36（いわゆる「LS-EPC弁」と称されるもの）を介して制御弁37のパイロットポート37aに制御圧

Pcの圧油として供給される。ここで、制御弁36は、電磁ソレノイド36aに対してコントローラ33から加えられる制御信号に応じて弁位置が変化され、これによって上記パイロットポート36aに供給される圧油の流量が変化される。

【0018】なお、管路35には、リリーフ弁38が配設されていて、油圧ポンプ34の吐出圧油の圧力がリリーフ弁38で設定された圧力以上の圧力になると、リリーフ弁38によりリリーフされる。

【0019】油圧ポンプ2の吐出側の管路9はパイロット管路14に分岐され、このパイロット管路14はレギュレータ12の小径側のシリンダ室に接続されるとともに、制御弁37のパイロットポート37bに接続されている。パイロット管路23bは延長されて制御弁37のバネ37dが位置されている側のパイロットポート37cに接続されている。このため、制御弁37のバネ37dが無い側の端部には油圧ポンプ2の吐出圧Ppおよび制御弁36からの制御圧Pcが、また制御弁37の他方のバネ37dがある側の端部には油圧シリンダ3、4の負荷圧のうち高圧側の圧力PLsがパイロット圧として、またバネ37dの付勢力がオフセット圧として加えられる。そして制御弁37では、該制御弁37の各端部に加えられる圧力の差圧に応じて弁位置が切り換えられ、切換位置に応じた吐出量の圧油がレギュレータ12の大径側のシリンダ室に供給または排出され、斜板2aの傾転角が制御される。

【0020】この場合、油圧ポンプ圧Ppとシリンダ負荷圧PLsとの差圧ΔPLsが、後述するような設定値に保持されるように斜板2aの傾転角が制御されることになる。この場合、差圧ΔPLsの設定値は、上記制御弁Pc、つまりコントローラ33から電磁ソレノイド36aに加えられる制御信号に応じて変化される。

【0021】このとき圧力Pp、PLsと油圧ポンプ2の吐出量(容積)Dの関係は下記(1)式で表される。

【0022】 $D = C \cdot A \cdot \sqrt{(Pp - PLs)}$  … (1)  
ここでCは定数であり、Aは絞り20の開口面積である。

【0023】さて、エンジン1には燃料噴射ポンプ38とガバナ39が併設されている。ガバナ39の燃料コントロールレバー39aはモータ40で駆動され、該レバー39aの駆動位置は位置センサ41で検出される。位置センサ41の検出信号はモータ40を駆動制御する際のフィードバック位置信号としてコントローラ33に加えられる。

【0024】スロットルダイヤル42はエンジン1の目標回転数を設定するものであり、目標回転数ωTHに応じたスロットル信号はコントローラ33に加えられる。また、モニタパネル43はパワーショベルで行われる作業モードM、つまり「重掘削」モードM1、「堀削」モードM2、「整正」モードM3、「微操作」モードM4を選

択、指示するものであり、選択された作業モードM1、M2、M3、M4を示す信号がコントローラ33に加えられる。

【0025】また、管路14にはポンプ圧力センサ44が配設されており、このセンサ44によって管路14内の圧油の圧力、つまり油圧ポンプ2の吐出圧油Ppが検出される。この検出値Ppはコントローラ33に加えられる。

【0026】また、操作弁7、8には、それぞれ操作ストローク量(以下「操作量」という)S1、S2を検出する操作量センサ45、46が配設されており、検出値S1、S2はコントローラ33に加えられる。

【0027】コントローラ33は、入力された各種信号に基づいてモータ40に対して駆動制御信号を出力し、エンジン1の出力トルクを制御する。すなわち、図2に示すように、入力された目標回転数ωTHとエンジン回転センサ32で検出された現在のエンジン回転数ωEとに応じたレギュレーションライン11、12、13…が設定されるようモータ40に駆動制御信号が加えられ、燃料コントロールレバー39aが作動されることになる。

【0028】一方、コントローラ33は、入力された各種信号に基づいて後述するような演算処理を実行して、その結果得られた制御信号を制御弁36のソレノイド36aに出力し、制御弁37、レギュレータ12を介して油圧ポンプ2の斜板2aの傾転角、つまり油圧ポンプ2の吐出量D(cc/rev)を制御する。

【0029】この場合、コントローラ33は油圧ポンプの後述するように吸収馬力を一定値にする制御信号を出力している。すなわち、油圧ポンプ2の吸収馬力が、入力された作業モードM1…に応じた一定馬力となるような制御信号を制御弁36に出力し、制御弁37を介して油圧ポンプ2の斜板2aを制御する。このようにして、現在の負荷状態に応じて、最も効率のよい点にマッチング点が移動することになる(図2のF参照)。一方、コントローラ33は、後述するようにして設定された差圧ΔPLsが得られるような制御信号を出力している。すなわち、コントローラ33は、上記ポンプ吸収馬力の制御とともに差圧の制御も同一の制御信号により行っており、この場合、制御弁36のソレノイド36aに加える制御信号に応じて制御弁37のパイロットポート37aに加えられる制御圧Pcが変化し、これによって差圧ΔPLsが変化される。この実施例では、この差圧ΔPLsを後述するような各種制御態様に応じて変化させることで、操作弁7、8の図示せぬ操作レバーの操作性向上を図っている。

【0030】以下、かかる差圧ΔPLsの可変制御の内容について詳述する。

【0031】・第1の制御

この第1の制御では、エンジン1の回転数ωEと油圧ポンプ2の吐出圧力Pp、つまり作業機アクチュエータ

10

20

30

40

50

3、4の負荷圧力PLSと操作弁7、8の各操作量S1、S2とをそれぞれ検出するとともに、エンジン1の目標回転数 $\omega_{TH}$ および上記検出回転数 $\omega_E$ に基づき油圧ポンプ2の吸収トルク $\tau$ を等馬力制御にしたがい設定し、これら各検出値およびトルク設定値 $\tau$ に応じて差圧 $\Delta PLS$ を変化させることで、油圧ポンプ2の吸収トルクを制限する制御を行ないエンスト等の不具合の発生を防止しつつ、しかも良好なレバー操作性をも得ようとするものである。

【0032】一般的に、エンジン1の回転数 $\omega_E$ と油圧ポンプ2の吐出圧力 $P_p$ と操作弁7、8の開口面積の総和 $A$ と油圧ポンプ2の吸収トルク $\tau$ と差圧 $\Delta PLS$ との間には、下記(2)式のような関係が成立する。

$$\sqrt{(\Delta PLS)} = \omega_E \cdot \tau / (k \cdot P_p \cdot A) \quad \dots (2)$$

ここで、

$$A = \sum A_1 \sim A_n$$

(1~nは各操作弁を意味し、この実施例では $A_1 + A_2$ となる)である。上記(2)式は以下のようにして得らる

$$\Delta PLS = \min \{ \omega_E \cdot \tau / (k \cdot P_p \cdot A) \}^2, \Delta PLS_{\max} \} \quad \dots (3)$$

によって求められる。上記(3)式における $\omega_E \cdot \tau / (k \cdot P_p \cdot A)$ の $\omega_E$ 、 $P_p$ 、 $A$ は、対応する各センサの検出値より得ることができ、 $\tau$ はエンジン1の目標回転数 $\omega_{TH}$ と検出回転数 $\omega_E$ に基づき油圧ポンプ2の吸収トルク $\tau$ を等馬力制御にしたがい設定することで得られる。なお、開口面積総和 $A$ は操作量センサ45、46の各出力S1、S2の和として得るようにしてもよく、また操作量センサ45、46の出力S1、S2のいずれか大きい方の値として得るようにしてもよい。

【0035】ここで、前述したように作業モードM1…に応じて設定される馬力は異なり(図2に示す等馬力線は異なり)、これによって設定される吸収トルク $\tau$ も異なってくるので、(2)式の右辺 $\omega_E \cdot \tau / (k \cdot P_p \cdot A)$ を各作業モードM1…ごとに、エンジン回転数 $\omega_E$ …を変数とする関数として複数用意しておき、選択された作業モードM1…に対応する関数を選択し、選択した関数にしたがって差圧 $\Delta PLS$ を演算するようにしてもよい。

【0036】さらに、上記関数 $\omega_E \cdot \tau / (k \cdot P_p \cdot A)$ を、作業機アクチュエータ3、4の駆動状態ごとに、つまりいずれの作業機がいずれの方向に駆動されたかに応じて用意しておくことも可能である。たとえばブーム上昇時には負荷が大きく、吸収トルク $\tau$ は大きく設定される必要があり、またバケット動作時には比較的負荷が小さく、吸収トルク $\tau$ は小さく設定してもよいという具合に設定されるべき吸収トルクの大きさは駆動状態ごとに異なるからである。なお、いずれの作業機がいずれの方向に駆動されたかは操作量検出センサ45、46の出力に基づき検出することができる。

\* れる。すなわち、油圧ポンプ2の吐出量 $Q$ (cc/min)と容積 $D$ との間には、

$$Q = D \cdot \omega_E$$

という関係が成立し、またポンプ2の吸収トルク $\tau$ は、

$$\tau = D \cdot P_p = \tau(\omega_E, \omega_{TH})$$

と表される。そして前記した(1)式より、

$$Q = C \cdot A \cdot \sqrt{(\Delta PLS)}$$

が成立する。よって、これら式より $Q$ 、 $D$ を消去することにより上記(2)式を得る。なお、ポンプ吐出圧 $P_p$ とアクチュエータ負荷圧 $PLS$ は実質的には同じなので、上記(2)式における $P_p$ に替わりに $PLS$ を使用する実施も可能である。

【0034】一方、油圧ポンプ2の吐出量 $Q$ の最大値は、エンジン1の最大回転時において各操作弁7、8を最大操作量まで操作したときに、自ずと決定される。そこで、この吐出量 $Q$ の最大値を予め求めておき、対応する最大差圧を $\Delta PLS_{\max}$ として、上記(2)式によって得られる差圧 $\Delta PLS$ が最大差圧 $\Delta PLS_{\max}$ を越えないようにする必要がある。結局、差圧 $\Delta PLS$ は、

【0037】また、上記最大差圧 $\Delta PLS_{\max}$ も、選択された作業モードM1…および作業機アクチュエータ7、8の駆動状態によって異なるので、それらに応じて決定しておくこともできる。

【0038】よって、この第1の制御では、選択された作業モードM1…および操作量センサ45、46で検出された現在駆動されているアクチュエータ3、4の種類およびその駆動方向に応じて上記関数が選択され、エンジン回転数 $\omega_E$ …等をこの選択された関数に代入することにより上記(2)式の差圧 $\Delta PLS$ が求められる。一方、選択された作業モードM1…および操作量センサ45、46で検出された現在駆動されているアクチュエータ3、4の種類およびその駆動方向に応じて差圧最大値 $\Delta PLS_{\max}$ が求められ、上記(3)式によって小さい方の差圧 $\Delta PLS$ が求められ、この求められた差圧 $\Delta PLS$ を得るための制御信号が制御弁36に対して出力されることになる。

【0039】図3の操作特性(a)、(c)は、この第1の制御による、操作量S1、S2と作業機アクチュエータ駆動速度 $v_1$ 、 $v_2$ との関係をそれぞれ負荷が小さい場合、負荷が大きい場合について示したものであり、上記(2)式より負荷 $P_p$ が大きくなるほど差圧 $\Delta PLS$ が小さくなるので、負荷 $P_p$ が大きくなったとしても特性(a)からデッドバンドの大きい特性(b)に移行することなく、傾きの小さい特性(c)に移行され、これにより負荷 $P_p$ が小さい場合の特性(a)と同様にデッドバンドは小さいままであり、良好な操作性が維持される。しかも、油圧ポンプ2の吸収トルクの等馬力制御も同時に行われるので、エンスト等の不具合も生じること

もない。なお、図3の破線で示す特性(b)は上記(2)式に基づかない制御を行った場合のものであり、負荷が大きいためにトルク制限を受けることによりデッドバンドが広がり操作性が悪化しているのがわかる。

#### 【0040】・第2の制御

上記第1の制御では上記(2)式にしたがい差圧 $\Delta PLS$ を変化させているので、作業機の現在かかっている負荷に適合した良好な操作性を得ることができるが、この第2の制御では、上記(2)式の負荷 $Pp$ を補正してより精度のよい制御を行おうとするものである。

【0041】ところで、図4(c)はポンプ吐出圧 $Pp$ とポンプ吐出量 $Q$ との関係を示したものであり、一般的に開口面積の総和 $A$ が小さいほど、つまり操作レバーの操作量 $S1$ 、 $S2$ が小さいほど $PQ$ カーブにかかるために、実圧力 $Pp$ の変動により $G$ に示すように流量 $Q$ の変動が生じてしまい、これが差圧の変動となって顕われ操作性に悪影響を与えることとなっている。

【0042】結局、図4(a)に示すように、この第2の制御ではポンプ吐出圧の検出値 $Pp$ を開口面積総和 $A$ が小さくなるほど破線 $H$ 、一点鎖線 $I$ で示すように徐々に吐出圧 $Pp'$ が大きくなるように検出値 $Pp$ を補正するようにしている。同図(a)において実線 $J$ は開口面積総和 $A$ が最大値 $A_{max}$ となっている場合の検出値 $Pp$ と補正值 $Pp'$ との関係を示したものであり、開口面積総和 $A$ が最大のときは操作性の悪化は生じないので検出値 $Pp$ には補正を行っていない。そして、開口面積総和 $A$ が \*

$$\Delta PLS = \min \left( \left\{ \omega E \cdot \tau / (k \cdot Pp' \cdot A) \right\} 2, \Delta PLS_{max} \right) \quad \dots (4)$$

と補正され、この補正差圧 $\Delta PLS$ を得るための制御信号が制御弁36に対して出力される。この結果、操作レバーの微速度領域における操作性がより向上することとなる。

#### 【0047】・第3の制御

上記第1の制御では上記(2)式にしたがい差圧 $\Delta PLS$ を変化させているので、作業機の現在かかっている負荷に適合した良好な操作性を得ることができるが、この第3の制御では上記(2)式における吸収トルク $\tau$ を補正してより精度のよい制御を行おうとするものである。

【0048】さて、(2)式は、 $PQ$ カーブ上の吸収トルク $\tau$ を越えないように差圧 $\Delta PLS$ を求める式である。したがって $PQ$ カーブによる馬力制限にかからない、操作レバー操作量が小さいときには、吸収トルク $\tau$ (最大値)以下のトルクでエンジン出力とポンプ負荷とはマッチングしており、レバーストローク分の流量を流しても※

$$\Delta PLS = \left( \left\{ \omega E \cdot \tau' / (k \cdot Pp' \cdot A) \right\} 2, \Delta PLS_{max} \right) \quad \dots (5)$$

と補正され、補正された差圧 $\Delta PLS$ が求められる。そして、この求められた補正差圧 $\Delta PLS$ を得るための制御信号が制御弁36に対して出力され、微速度領域における操作性がより向上することとなる。

【0051】以上説明したようにこの実施例によれば、

\* 最小値 $A_{min}$ よりも大きく最大値 $A_{max}$ よりも小さいときには破線 $H$ のごとく上記補正を行い、開口面積総和 $A$ が最大値 $A_{max}$ のときには一点鎖線 $I$ のごとく補正量を破線 $H$ の場合よりもより大きくして操作性の悪化に対応している。

【0043】なお、検出値 $Pp$ が大きくなるほど補正量を小さくしているのは、図4(c)より明らかなようにポンプ圧 $Pp$ が大きいほど流量 $Q$ の変動幅が小さくなるので、差圧の変動は小さくなり補正を余り行わなくてもよいという理由によるものである。

【0044】また、図4(a)の内容を図4(b)のごとく、ポンプ圧検出値 $Pp$ と開口面積総和 $A$ と補正值 $Pp'$ との関係を3次元マップ $K$ として表し、この3次元マップ $K$ にしたがい補正を行うようにしてもよい。

【0045】よって、この第2の制御では、図4(a)または同図(b)の内容がコントローラ33内の図示せぬメモリ内に予め記憶されておかれる。そしてポンプ圧力センサ44の検出値 $Pp$ および操作量センサ45、46の検出値 $S1$ 、 $S2$ とに基づいて上記図4の(a)または(b)における、対応する補正值 $Pp'$ が読み出される。この場合、開口面積総和 $A$ は操作量 $S1$ 、 $S2$ の総和より求めてもよく、また操作量 $S1$ 、 $S2$ のうち大きい方として求めるようにしてもよい。

【0046】そして、こうした得られた補正值 $Pp'$ を用いて、上記(3)式は、

※よい状態となっている。そこで、操作量の検出値 $S1$ 、 $S2$ が小さいほど吸収トルクが小さくなるように(2)式におけるトルク $\tau$ を $\tau'$ に補正することで対応している。

【0049】よって、この第3の制御では、開口面積総和の検出値 $A$ が小さくなるほどトルク $\tau$ を小さくするよう補正值 $\tau'$ を求める演算式等がコントローラ33内の図示せぬメモリ内に予め記憶されておかれる。そして、操作量センサ45、46の検出値 $S1$ 、 $S2$ と上記記憶内容とに基づいて上記補正值 $\tau'$ が演算等される。この場合、開口面積総和 $A$ は操作量 $S1$ 、 $S2$ の総和より求めてもよく、また操作量 $S1$ 、 $S2$ のうち大きい方として求めるようにしてもよい。

【0050】そして、補正トルク $\tau'$ を用いて、上記(3)式は、

エンジンの回転数と油圧ポンプの吐出圧力と操作弁の各操作量をそれぞれ検出するとともに、油圧ポンプの吸収トルクを設定し、これら各検出値および設定トルクと差圧 $\Delta PLS$ との間に成立する所定の関係にしたがい差圧 $\Delta PLS$ を変化させるようにしたので、現在の作業状態に適



合した最適なレバー操作性が得られ、作業効率を飛躍的に向上させることができる。

【0052】なお、この実施例では図2に示すように油圧ポンプ2を等馬力制御する場合を想定して説明したが、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとをマッチングさせることができる制御であればよく、油圧ポンプ2を定トルク制御する場合にも当然適用可能である。

【0053】

【発明の効果】以上説明したようにこの発明によれば、エンジンの出力トルクと油圧ポンプの吸収トルクとをマッチングさせつつ差圧を制御するようにしたので、エンジン等の不具合が解消され、操作性も同時に向上するという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】図1は本発明に係る油圧駆動機械の制御装置の実施例における作業機油圧回路の構成を示す回路図である。

【図2】図2は、エンジン回転数とエンジンの出力トルクとの関係を示すグラフである。

\*20

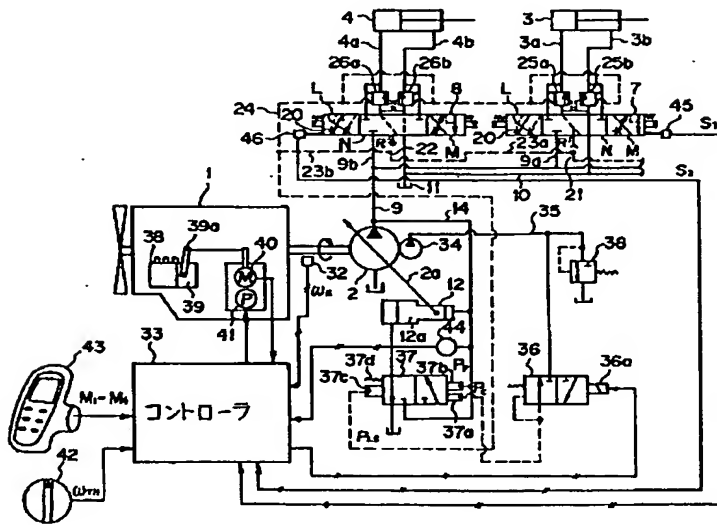
\*【図3】図3は実施例における操作レバーの操作量と作業機アクチュエータの駆動速度との関係を示すグラフである。

【図4】図4はポンプ吐出圧を操作弁の開口面積の総和に応じて補正する実施例を説明するために用いたグラフである。

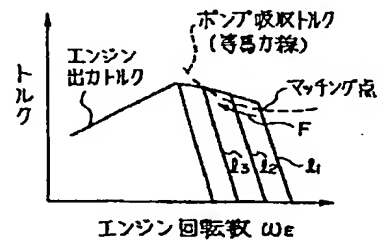
【符号の説明】

- 2 油圧ポンプ
- 3 油圧シリンダ
- 4 油圧シリンダ
- 10 操作弁
- 7 操作弁
- 8 操作弁
- 12 レギュレータ
- 33 コントローラ
- 36 制御弁
- 37 制御弁
- 44 ポンプ圧力センサ
- 45 操作量センサ
- 46 操作量センサ

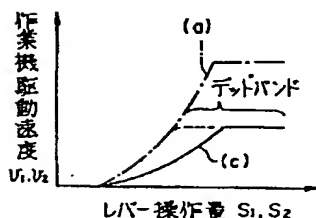
【図1】



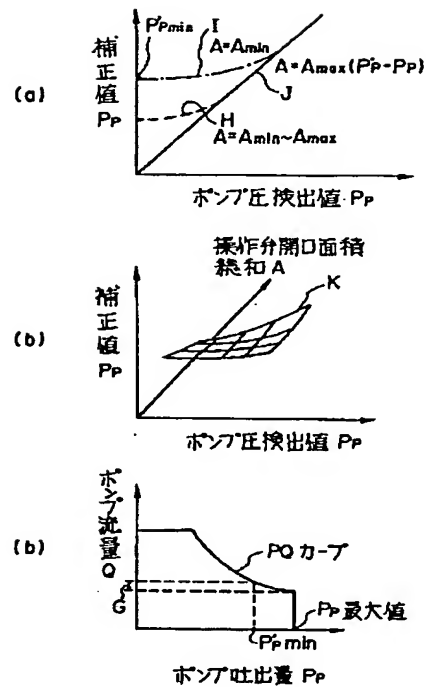
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>3</sup>  
F15B 11/16

識別記号 庁内整理番号  
Z 9026-3H

F I

技術表示箇所

(72)発明者 悪七 秀樹  
神奈川県平塚市四ノ宮2597 株式会社小松  
製作所エレクトロニクス事業本部電子シス  
テム事業部内